

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

STEPLESS SPEED CHANGE GEAR

Patent Number: JP61084454
Publication date: 1986-04-30
Inventor(s): SUZUKI KUNIIHIKO
Applicant(s):: NISSAN MOTOR CO LTD
Requested Patent: ☐ JP61084454
Application Number: JP19840205624 19841002
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H11/06
EC Classification:
Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To improve responsibility at the time of sudden speed reduction by interposing an automatic speed change mechanism having at least two speed change steps between an input shaft and a driving pulley of a stepless speed change gear, whereby when a sudden speed reduction operation is detected, an automatic speed change gear is changed in speed in such a manner as to increase a speed reduction ratio.

CONSTITUTION: The above stepless speed change gear comprises a departure mechanism 10 formed by various clutches, an automatic speed change mechanism 12, a V-belt stepless speed change mechanism 14 and a forward-backward movement switch mechanism 16, wherein an output shaft 18 is coupled to a differential mechanism 22 through a final drive mechanism 20. The automatic speed change gear 12 comprises one planetary gear set 28, a direct-coupled clutch 30 and a speed reduction brake 32, wherein the planetary gear mechanism 28 has a sun gear 36 coupled to an input shaft 26 and a pinion carrier 40 coupled to a shaft 44 integral with a driving pulley 42 of the stepless speed change gear 14. During ordinary running, a direct-coupled clutch 30 is connected, and at the time of sudden speed reduction by an engine brake, a speed reduction brake 32 is connected to put the automatic speed change gear 12 in the speed reduction state.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-84454

⑬ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和61年(1986)4月30日

F 16 H 11/06

6608-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑮ 発明の名称 無段変速機

⑯ 特 願 昭59-205624

⑰ 出 願 昭59(1984)10月2日

⑱ 発 明 者 鈴木 邦彦 横浜市神奈川区宝町二番地 日産自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 宮内 利行

明 細 書

1. 発明の名称

無段変速機

2. 特許請求の範囲

1. 駆動プーリ、従動プーリ、及び両者に巻き掛けられるベルト又はチェーンを有する無段変速機において、

入力軸と駆動プーリとの間及び出力軸と従動プーリとの間のいずれか一方に設けられて回転力を少なくとも2段に変速させて伝達可能な自動変速機構と、急減速操作を検出する検出手段と、検出手段が急減速操作を検出したとき自動変速機構を変速比が大きくなるように変速させる制御装置とを備えていることを特徴とする無段変速機。

2. 自動変速機構は、1組の遊星歯車組、クラッチ及びブレーキを有しており、第1の変速段は直結段であり、第2の変速段は入力軸側から出力軸側への回転を減速する減速段である特許請求の範囲第1項記載の無段変速機。

3. 発明の詳細な説明

(イ) 技術分野

本発明は、無段変速機に関するものである。

(ロ) 従来技術

従来は無段変速機としては、例えば実開昭58-67158号に示されるものがある。この無段変速機は、流体継手、前後進切換機構、Vベルト式無段変速機構及び終減速機構を有しており、エンジンからの回転力を連続的に変速させ、また必要に応じて方向を変えて終減速機構に伝達するようにしてある。しかし、このような無段変速機は、Vベルト式無段変速機構のみによって変速させるようにしてあるため、次のような2つの問題がある。すなわち、第1の問題は、セレクトレバーをエンジンブレーキレンジにセレクトしたエンジンブレーキ必要時やブレーキペダル操作による急ブレーキ時に無段変速機が変速比小の状態から変速比大の状態に変化するために時間がかかり、応答性が悪いということである。プーリのV字状みぞ間隔を変えてVベルトとの接触位置半径を増大又は減少させることにより変速させるVベルト

式無段変速機構ではV字状みぞ間隔を変えるために一定の時間が必ず必要であり、急減速時における応答遅れをある程度許容せざるを得ない。また、第2の問題は、車両用の変速機として必要な変速比の幅（例えば、変速比1～5）をVベルト式無段変速機構のみによって得るためにプーリの可動部の可動範囲及びプーリの外径を大きくしなければならず、無段変速機構が大型化することである。Vベルトの代わりにチェーンを用いても同様である。

(ハ) 発明の目的

本発明は、エンジンプレーキやブレーキペダルによる急減速時の応答性が良く、しかも無段変速機構が小型化された無段変速機を得ることを目的としている。

(ニ) 発明の構成

本発明は、無段変速機構に、少なくとも2段階に変速可能な歯車式の変速機構を組合せ、エンジンプレーキ操作やブレーキペダル急踏込みを検出したとき変速機構の変速比が大きくなるように変

は、エンジン出力軸24と入力軸26との間の動力伝達状態及び遮断状態の切り換えが可能であり且つ遮断状態から動力伝達状態への移行を円滑に行ない得るものである。発進機構10としては、例えばトルクコンバータ等の流体伝動装置、湿式多板クラッチ、電磁クラッチ等を使用することができる。自動変速機構12は1組の遊星歯車組28、直結用クラッチ30及び減速用ブレーキ32から構成されている。遊星歯車組28はインターナルギア34、サンギア36、及びピニオンギア38を支持するピニオンキャリア40から構成されており、ピニオンギア38はインターナルギア34及びサンギア36の両方とかみ合っている。サンギア36は常に入力軸26と遊結されており、またピニオンキャリア40はVベルト式無段変速機構14の駆動プーリ42と一体に回転する軸44と遊結されている。直結用クラッチ30は入力軸26とピニオンキャリア40とを遊結可能である。また、減速用ブレーキ32はインターナルギア34を静止部に対して固定可能である。V

速させることにより、上記目的を達成する。すなわち、本発明による無段変速機は、入力軸と駆動プーリとの間及び出力軸と従動プーリとの間のいずれか一方に回転力を少なくとも2段に変速させて伝達可能な自動変速機構が設けられ、操作レバーのエンジンプレーキレンジへの投入やブレーキペダルの急速な踏み込みなど、急減速操作を検出したとき、自動変速機構をその変速比が大きくなるように変速させる制御装置が設けられている。これら構成要素間の関係を第5図に示す。

(ホ) 実施例

以下、本発明の実施例を添付図面の第1及び2図に基づいて説明する。

(第1実施例)

第1図に本発明の第1実施例を示す。この無段変速機は、発進機構10、自動変速機構12、Vベルト式無段変速機構14、及び前後進切換機構16を有しており、前後進切換機構16からの出力軸18はファイナルドライブ機構20を介して差動機構22と連結されている。発進機構10

ベルト式無段変速機構14は、駆動プーリ42、従動プーリ46、及び両者に巻き掛けられるVベルト48から構成されている。駆動プーリ42は固定部42a及び可動部42bから成っており、可動部42bを軸方向に移動させることにより、V字状みぞ間隔を変えることができる。従動プーリ46も同様に固定部46a及び可動部46bから成っており、V字状みぞ間隔を変えることができる。駆動プーリ42及び従動プーリ46の可動部42b及び46bを移動させることにより、Vベルト48との接触位置半径を変え、駆動プーリ42と従動プーリ46との回転比を連続的に変えることができる。前後進切換機構16は、1組の複合遊星歯車組50、前進用クラッチ52、及び後進用ブレーキ54から構成されている。複合遊星歯車組50は、インターナルギア56、サンギア58、及び2つの同歯数のピニオンギア60及び62を支持するキャリア64から成っている。キャリア64に支持されたピニオンギア60及び62は互いにかみ合っており、またピニオンギア

60はインターナルギア56とかみ合っており、ビニオンギア62はサンギア58とかみ合っている。キャリア64は軸66を介して従動プーリ46と連結されている。また、サンギア58は出力軸18と常に連結されている。前進用クラッチ52はキャリア64とサンギア58とを連結可能である。また、後進用ブレーキ54はインターナルギア56を静止部に対して固定可能である。ファイナルドライブ機構20は出力軸18に固着されたファイナルビニオンギア68、ファイナルビニオンギア68とかみ合うアイドラギア70、及びアイドラギア70とかみ合うファイナルギア72から構成されている。ファイナルギア72に一体に差動機構22が設けられている。制御装置100は、インターフェース回路101、演算処理装置102及び記憶装置103を有するマイクロコンピュータと、出力回路104とを有する。インターフェース回路101には、アクセルペダルを踏んでいるか否かを検出するアクセルペダル位置検出器106と、操作レバーがエンジンブレー

キレンジ位置にあるか否かを検出する操作レバー105とがそれぞれ接続されている。このマイクロコンピュータは第2図に示す処理プログラムに従って、演算処理を実行するよう設定してある。出力回路104の電流はソレノイド弁110に供給可能とされ、ソレノイド弁110に電流が供給されると図示位置から切換わり、油圧制御装置108からの油圧供給路113を減速用ブレーキ32へ通じさせる油路112に連通させると共に直結用クラッチ30に通じる油路111をドレーン油路114に連通させる。ソレノイド弁110に電流が供給されないときは、図示のように上記と逆の関係に油路が連通される。油圧制御装置108は、リザーバ107からポンプ109によって吸上げた油をレギュレータ弁などでライン圧として調圧する等の作用を行なう公知のものと同様のものであり、詳細な説明は省略する。

次にこの実施例の作用について説明する。通常の走行状態（強力なエンジンブレーキ、急減速等の走行状態以外の走行状態）では、操作レバーが

エンジンブレーキレンジ位置にないので、ソレノイド弁110は作動せず図示位置にあり、油路113を油路111に、また油路114を油路112に連通している。従って、自動変速機構12の直結用クラッチ30が締結され且つ減速用ブレーキ32が解放されており、自動変速機構12は直結状態にある。この状態においては、エンジン出力軸24から発進機構10を介して入力軸26へ伝達された回転力はそのまま軸44を介して駆動プーリ42に入力される。駆動プーリ42に入力された回転力はVベルト48を介して従動プーリ46に伝達される。その際、駆動プーリ42及び従動プーリ46の可動部42b及び46bの位置に応じて所定の変速が行なわれる。従動プーリ46の回転は軸66を介して前後進切換機構16に伝達され、前後進切換機構16から出力軸18に出力される。前後進切換機構16の前進用クラッチ52が締結され且つ後進用ブレーキ54が解放された状態では、複合遊星歯車組50は一体となって回転する直結状態にあり、出力軸18は軸

66と同じ正転方向（前進方向）に回転する。一方、逆に前進用クラッチ52が解放され且つ後進用ブレーキ54が締結されている場合には、サンギア58はキャリア64の回転方向とは逆方向に回転する。従って、出力軸18は逆転方向（後進方向）に回転する。出力軸18の回転力は、ファイナルビニオンギア68及びアイドラギア70を介してファイナルギア72に伝達される。ファイナルギア72の回転力は差動機構22を介して図示していない車輪へ伝達される。

急速なエンジンブレーキを必要とする場合には、アクセルペダルを戻すと共に操作レバーをエンジンブレーキレンジ位置へ移動させる。これによりマイクロコンピュータの第2図に示す処理プログラムにより、出力回路104からソレノイド弁110に電流が供給され、ソレノイド弁104を図示位置から切換える。これにより油路113が油路111に、また油路114が油路112に連通され、自動変速機構12の直結用クラッチ30が解放され且つ減速用ブレーキ32が締結され

る。こうすることによって、ビニオンキャリア 40 はサンギア 36 よりも減速された状態で回転する。インターナルギア 34 とサンギア 36 との歯数の比を 0.5 とすると、自動変速機構 12 による減速比は 1.5 となる。こうして増大された回転力は軸 44 以下、前述の場合と同様にして V ベルト式無段変速機構 14、前後進切換機構 16 及びファイナルドライブ機構 20 を通して差動機構 22 へ伝達される。従って、例えばアクセルペダル踏み量を急速に増大させた場合に自動変速機構 12 を直結状態から減速状態に切り換えるようにすれば、直ちに变速比が 1.5 倍となり駆動力が 1.5 倍となるため、強力な加速を行なうことができる。すなわち、V ベルト式無段変速機構 14 の变速比の増大に回答遅れがあっても、自動変速機構 12 の变速によって十分な応答性を得ることができる。また、急速なエンジンプレーキを必要とする場合にも自動変速機構 12 を減速状態とすれば、直ちに变速比が 1.5 倍となり、強力なエンジンプレーキを得ることができる。また、急速

8 と軸 66 との間に自動変速機構 12 が配置される。このような構成にしても第 1 図に示した第 1 実施例と基本的に同様な作用・効果が得られることは明らかである。

なお、上記第 1 実施例及び第 2 実施例では、発進を円滑にするための発進要素として発進機構 10 を用いたが、発進機構 10 を取り除き、自動変速機構 12 の直結用クラッチ 30 及び減速用ブレーキ 32 を発進要素として使用することもできる。すなわち、発進時に直結用クラッチ 30 又は減速用ブレーキ 32 を徐々に円滑に締結することにより、発進を行なわせることもできる。

また、上記第 1 実施例及び第 2 実施例では、自動変速機構 12 は入力側から出力側へ減速するように配置したが、入出力の方向を逆として入力側から出力側へ増速するようにすることもできる。この場合には、自動変速機構 12 は通常は増速状態で使用し、急減速時等に直結状態とするように制御する。この場合にも前述と同様の作用・効果を得ることができる。

な発進を必要とする場合にも自動変速機構 12 を減速状態としておけば、自動変速機構 12 の变速比が V ベルト式無段変速機構 14 の最大变速比に掛け合わされることとなるため、駆動力は非常に大きくなり強力な発進加速を得ることができる。また、自動変速機構 12 によって 2 段の变速比が得られるため、V ベルト式無段変速機構 14 の变速比の幅を小さくしても、車両用の無段変速機として必要とされる变速比の幅を確保することができる。自動変速機構 12 の变速比が 1.5 の場合には、V ベルト式無段変速機構 14 の变速比の幅を従来のももの $1 + 1.5 = 0.67$ 倍とすることができる。これによって V ベルト式無段変速機構 14 を小型化することができる。

(第 2 実施例)

第 2 図に本発明の第 2 実施例を示す。この第 2 実施例は、第 1 実施例における自動変速機構 12 の配置位置を前後進切換機構 16 と入れ換えたものである。すなわち、入力軸 26 と軸 44 との間³に前後進切換機構 16 が配置され、また出力軸 1

なお、上記第 1 及び第 3 図の実施例では、第 2 図に示す処理プログラムを用いて制御を行なったが、第 1 及び第 3 図のアクセルペダル位置検出器 106 及び操作レバー位置検出器¹⁰⁵に代えてブレーキペダルの踏み込み速さを検出するブレーキペダル踏み込み速さ検出器を用いて第 4 図に示す処理プログラムをマイクロコンピュータで実行させれば、急減速時におけるブレーキの応答性を向上することができる。

(へ) 発明の効果

以上説明してきたように、本発明によると、入力軸と駆動プーリとの間(又は、出力軸と従動プーリとの間)に回転力を少なくとも 2 段に変速させて伝達可能な自動変速機構が設けられ、エンジンプレーキレンジへの操作レバーの操作やブレーキペダルの急踏み込みなどの急減速操作を検出したとき、自動変速機構を減速比が大きくなるように変速させることとしたので、エンジンプレーキやブレーキペダルによる急減速操作時の応答性及び効果を向上することができ、更に V ベルト式無

段変速機構を小型化することができる。

4. 図面の簡単な説明

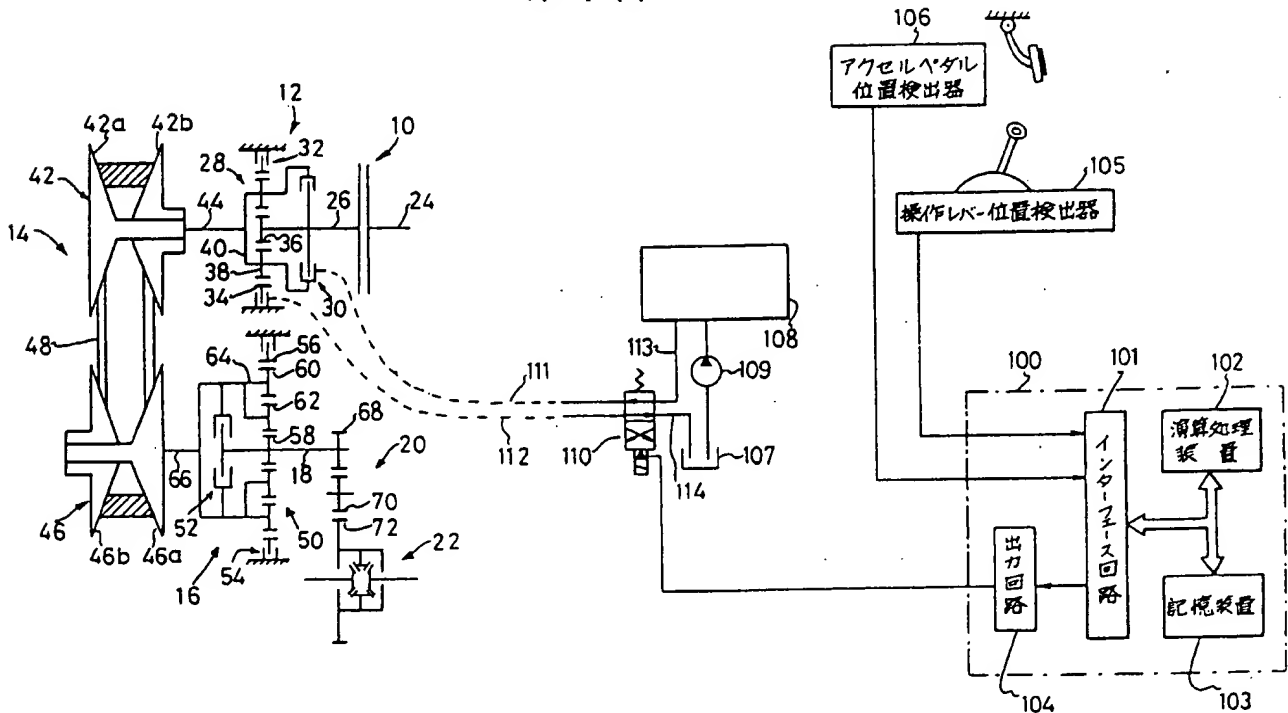
第1図は本発明の第1実施例を示す図、第2図は第1実施例中のマイクロコンピュータに用いる処理プログラムを示す図、第3図は本発明の第2実施例を示す図、第4図はマイクロコンピュータに用いる他の処理プログラムを示す図、第5図は本発明の構成要素間の関係を示す図である。

10・・・発進機構、12・・・自動変速機構、14・・・Vベルト式無段変速機構、16・・・前後進切換機構、18・・・出力軸、20・・・ファイナルドライブ機構、22・・・差動機構、24・・・エンジン出力軸、26・・・入力軸、28・・・遊星歯車組、30・・・直結用クラッチ、32・・・減速用ブレーキ、34・・・インターナルギア、36・・・サンギア、38・・・ピニオンギア、40・・・ピニオンキャリア、42・・・駆動プーリ、44・・・軸、46・・・従動プーリ、48・・・Vベルト、50・・・複合遊星歯車組、52・・・前進用クラッ

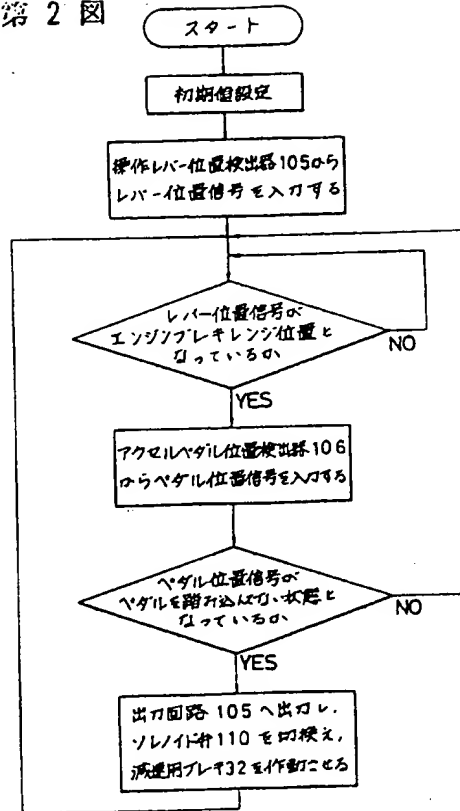
チ、54・・・後進用ブレーキ、56・・・インターナルギア、58・・・サンギア、60・・・ピニオンギア、62・・・ピニオンギア、64・・・キャリア、66・・・軸、68・・・ファイナルピニオンギア、70・・・アイドラギア、72・・・ファイナルギア。

特許出願人 日産自動車株式会社
代理人 弁理士 宮内利行

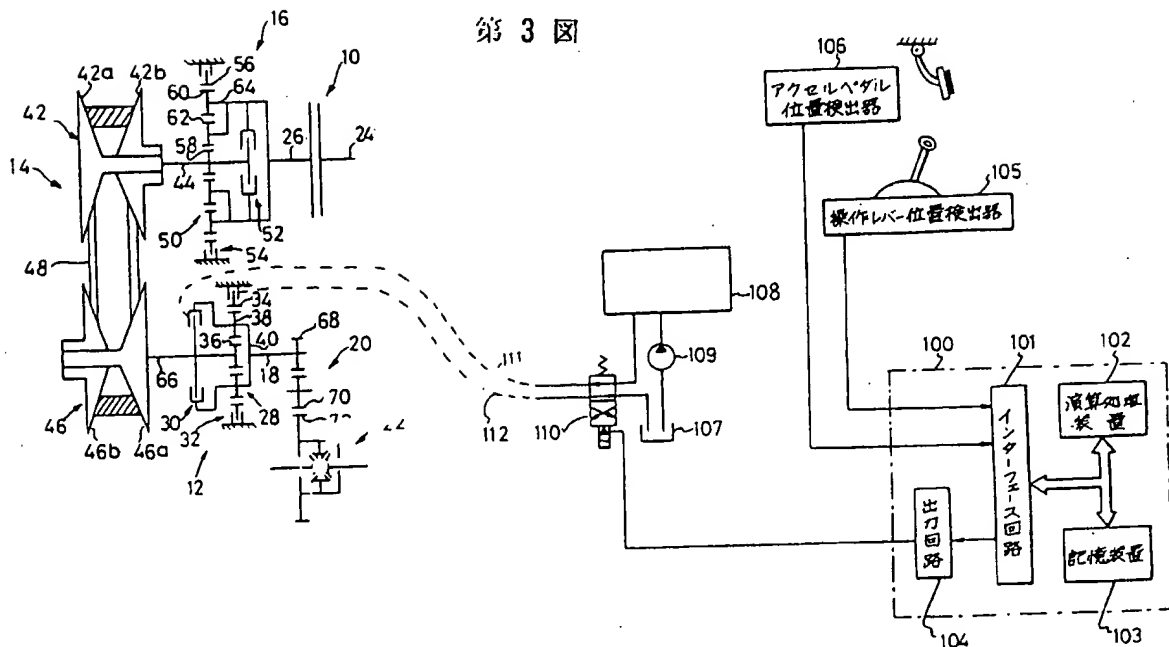
第1図



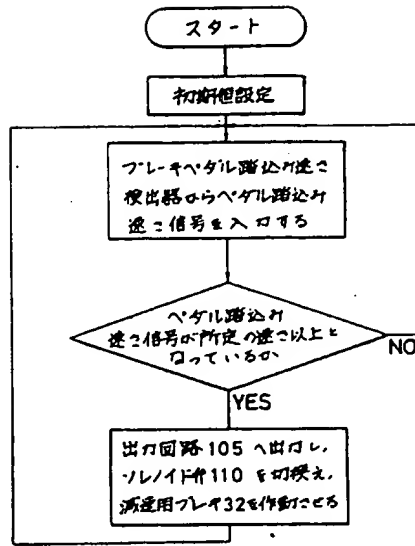
第 2 図



第 3 図



第 4 図



第 5 図

